شبیه سازی جریان سیال داخل سیلندر موتورهای احتراق داخلی با مدل‌های مختلف آشفتگی*

محمد حسن جوارشکیان[۱] عباس زارع نژاد اشکذری[۲]

چکیده درک صحیح از جریان‌های داخل سیلندر در طول فرآیند کارکرد موتور، نقش مؤثری را در بهینه‌کردن طراحی موتور به منظور بهبود عملکرد، کاهش مصرف سوخت و کاهش آلایندگی موتور ایفا می‌نماید. در سال‌های اخیر، مدل‌های آشفتگی مختلف به منظور پیش‌بینی جریان‌های آشفته، گسترش چشم‌گیری یافته‌است. در این تحقیق، تأثیر مدل‌های آشفتگی در شبیه‌سازی جریان داخل محفظه‌ی احتراق از لحظه‌ی بسته شدن سوپاپ ورودی تا لحظه‌ی بازشدن سوپاپ خروجی، مورد بررسی قرار گرفته است. مقایسه‌ی نتایج شبیه سازی شده با نتایج تجربی، اختلاف قابل ملاحظه‌ای را برای مدل های مختلف آشفتگی نشان می دهد. نتایج این شبیه سازی، پیش‌بینی توسط مدل RSM را بهتر از مدل‌های دیگر نشان می‌دهد.

واژه‌های کلیدی موتورهای احتراق داخلی، تحلیل عددی، مدل آشفتگی تنش‌های رینولدز (RSM)

Simulation of IN-Cylinder Fluid Flow in Internal Combustion Engine with Different Turbulence Models

M. H. Djavareshkian A. Z. Ashkezari

Abstract *Good understanding of In-Cylinder Fluid Flow during the operation process has effective role in the engine design. To aid the best operation, fuel consumption and environment pollution must be decreased. In recent years, various turbulence models are widely developed and used to predict the flow turbulence. In this paper, the effect of turbulence models in simulation of In-Cylinder fluid flow in a combustion chamber has been investigated from the Inlet Valve Closing (IVC) to Exhaust Valve Opening (EVO) . Comparison of the present simulation with the experimental data shows a considerable difference for various models. The results of simulation show that the Reynolds Stress Turbulence Model is better than the other turbulence models.*

Key Words Internal Combustion Engines, CFD, Reynolds Stress Turbulence Model.

* نسخه‌ی اول مقاله در تاریخ ۱۳۸۷/٤/۱ و نسخه‌ی نهایی آماده چاپ آن در تاریخ ۱۳۸۹/٤/۱می‌باشد.

(۱) عهده‌دار مکاتبات: دانشیار، گروه مکانیک، دانشکده‌ی مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد

(۲) دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه تبریز

مقدمه

از مهم‌ترین مسائلی که در طراحی موتورهـای احتـراق داخلـی از اهمیـت خاصـی برخـوردار اسـت، کـاهش مصرف سـوخت، افـزایش رانـدمان و کـاهش آلـودگی محیط زیست در فرآیند احتراق می‌باشد. تحقیقات نشان داده است که فرآیند احتراق، شدیداً تحـت تـأثیر میـدان جریان سـیال داخـل سـیلندر مـی‌باشـد؛ بنـابراین درک درست و صحیح از جریان و خواص آن، امکان دستیابی به شرایط بهینه برای فرآیند احتراق را فراهم می‌کند.

در حالــت کلــی، جریــان داخــل ســیلندر در موتورهــای احتــراق داخلــی، ســه بعــدی، ناپایــدار و مغشوش می‌باشد. بـرای بررسـی جزئیـات میـدان‌هـای سـرعت، فشـار و شـدت آشـفتگی جریـان، لازم اسـت معادلات حاکم بر جریان، شامل معـادلات بقـای جـرم، مومنتوم، انرژی و آشفتگی حل گردند. از آن‌جا کـه ایـن معـادلات غیـرخطـی و وابسـته بـه یکـدیگر و کوپـل می‌باشند و بـه لحـاظ پیچیـدگی شـرایط مـرزی داخـل سیلندر و تغییرات مرز به واسطه‌ی‌حرکت پیستون، عملاً حل تحلیلی این معـادلات بسـیار مشـکل مـی‌باشـد. در نتیجه برای حل معادلات مذکور، روش‌های عددی مورد استفاده قرار می‌گیـرد. امـروزه بـا پیشـرفت روز افـزون سرعت و دقت پردازشگرها در کامپیوترهـا، روش‌هـای عـددی بـرای تحلیـل جریـان‌هـای مطـرح در CFD، از اهمیت ویژه‌ای بهره‌مند شده‌اند. از طرفی پیشـرفت‌هـای جدیدی در زمینه‌ی مدل‌سـازی جریـان‌هـای آشـفته در سال‌های اخیر، توسط محققین صورت گرفته اسـت کـه اعمال روش‌های عددی با این مدل‌های‌جدید آشـفتگی، جزئیات بسیار خوبی از رفتار جریـان سـیال در میـادین مختلف پیش‌بینی می‌نماید.

از جمله تحقیقـات انجـام شـده در ایـن زمینـه، می‌توان به آزمایشات ساده در مرجع [1]، اشـاره نمـود. اخیراً یون [2]، آزمایش‌های بیشتری برای ارزیابی جریان کلـی درون محفظـه احتـراق ارائـه کـرده اسـت. ایـن آزمایش‌ها در مشخص کردن پارامترهای اساسی جریـان داخل سیلندر قابل استفاده هستند و بـه بررسـی جریـان کلی میـدان در محفظـه‌ی احتـراق و پارامترهـایی مثـل سرعت متوسط چـرخش هـوا در سـیلندر مـی‌پردازنـد. امتیاز این روش سـاده و صـریح بـودن آن اسـت، ولـی اطلاعات جزئی میدان جریـان را ارائـه نمـی‌کننـد. یـک روش جـایگزین در آزمـایش‌هـای تجربـی، اسـتفاده از سرعت سنجی لیزری دوپلر (LDV) برای به‌دست‌آوردن میدان سرعت سیال در محفظه‌ی احتراق مـی‌باشـد [3]. این مدل‌ها اطلاعـات بیشـتری از میـدان جریـان سـیال نسبت به مدل‌های دیگر ارائه می‌کنند؛ ولی در مقایسه از نظـر زمـان و قیمـت فاقـد کـارآیی مـی‌باشـد، زیـرا در روش LDV باید در زمان کارکرد موتور به انـدازه‌گیـری میدان جریان سیال پرداخت که برای این کار تجهیـزات گرانبها و دید خـوب محفظـه احتـراق لازم اسـت [4]. روش دیگـر بـرای مشـاهده‌ی جریـان داخـل سـیلندر، استفاده از نرم افزارهای سه بعدی اسـت کـه مـی‌توانـد سرعت متوسط و آشفتگی جریان سـیال را بـا جزئیـات بیشتری شبیه سازی نماید. این نرم افزارها هنگـامی کـه برای موتورهای دیزلی و دوگانه سوز مورد استفاده قرار می‌گیرند، می‌توانند خصوصیات غیر پایا بـودن جریـان، رینولدز بالا و هندسه پیچیده دیواره‌ها را مـدل کنند؛لـذا برای حل، هم به زمان زیاد و هم حافظه‌ی بیشتری نیـاز دارنـد. روش‌هـای محاسـباتی بـه‌کـار گرفتـه شـده در مدل‌های چند بعدی تحلیل جریان در موتورهای احتراق داخلی، عموماً بـر پایـه‌ی اسـتفاده از دو روش متفـاوت است. اولین روش به نام ICED-ALE معروف است که نخستین بار توسط هرت [5] به‌کار گرفته شـده اسـت و در برنامه‌ی کامپیوتری کیوا (KIVA) از این روش برای محاسبات جریان سیال در داخل سـیلندر اسـتفاده شـده است. دومین روش، استفاده از الگوریتم فشار مبنا است که در تحقیق حاضر مـورد اسـتفاده قرارگرفتـه‌اسـت. از جمله تحقیقات انجام شده با روش‌های اخیر، می تـوان بـه تحقیقـات گاسـمن و هـم‌کـاران [6]، بـرای حـل جریان‌های دو بعدی (جریان‌هـای متقـارن محـوری) در

داخل سیلندر موتورهای احتراق داخلی بیان نمود. کونو و هم‌کاران [7]، محاسبات مربوط به مرحله‌ی تراکم را انجام دادند و اثرات شدت چرخش هوا بر شکل‌گیری اسپری را تحلیل کرده و تطابق خوبی با داده‌های تجربی به دست آوردند؛ ولی از آن‌جا که مرحله‌ی مکش در محاسبات شامل نشده است، چرخش هوا به صورت یک متغیر در شروع حل اعمال شده است. زرلویی و هم‌کاران [8]، شرایط حاکم در مرحله مکش را با ساده‌سازی مدل $\kappa-\varepsilon$ انجام داده‌اند؛ در صورتی که کونو و هم‌کاران [7]، این شرایط را با تخمین از نتایج تجربی به دست آورده‌اند. بعضی دیگر از محققین با ساده‌سازی مرحله‌ی مکش، شبیه‌سازی را انجام داده‌اند. براندستاتر و هم‌کاران [9]، سوپاپ هوای ورودی را به صورت یک صفحه‌ی متحرک در نظر گرفته و شدت چرخش و زاویه‌ی مکش را به عنوان شرایط مرزی در نظر گرفته‌اند و نتایج را با دقت خوبی به دست آورده‌اند. آرکومانیس و هم‌کاران [10]، نتایج حل مرحله‌ی تراکم را برای دو کاسه پیستون متفاوت ارائه کرده‌اند و شبیه‌سازی را از زمان بسته شدن سوپاپ هوای ورودی آغاز نمودند و نتایج به دست آمده را با نتایج حاصل از روش LDA مقایسه کرده‌اند. چن و هم‌کاران [11] ، محاسبات مراحل مکش و تراکم را شبیه سازی کرده و نتایج خود را با نتایج تست‌های تجربی مقایسه نموده و در مورد خطای محاسبات بحث شده و محدودیت های مدل $\kappa-\varepsilon$ را بیان کرده‌اند. ووک چو و هم‌کاران [12]، جریان در داخل یک سیلندر را توسط روش عددی شبیه سازی نمودند. خالقی و هم‌کاران [۱۳]،جریان داخل سیلندر در حالت مکش و تراکم را با استفاده از مدل آشفتگی تنش‌های رینولدز محاسبه کرده‌اند و محاسبات را برای دو کاسه پیستون مختلف انجام داده و نتایج را با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه کرده‌اند.

در کارهای انجام شده، کم‌تر به بررسی تأثیر مدل آشفتگی در شبیه سازی جریان محفظه احتراق از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی تا لحظه‌ی باز شدن سوپاپ خروجی پرداخته شده است. هدف از این تحقیق، حل معادلات ناویر استوکس با استفاده از مدل‌های مختلف آشفتگی برای شبیه سازی جریان داخل محفظه‌ی احتراق از لحظه‌ی بسته شدن سوپاپ ورودی تا لحظه‌ی بازشدن سوپاپ خروجی بوده و نتایج مدل‌های مختلف با نتایج تجربی مقایسه شده است.

معادلات اساسی

معادلات اساسی که بقای جرم، ممنتوم وانرژی را بیان می‌کند به صورت زیر بیان می‌شوند.

معادله‌ی متوسط زمانی پایستاری جرم:

$$\frac{\partial\bar{\rho}}{\partial t}+\frac{\partial\left(\overline{\rho u_i}\right)}{\partial x_i}=\dot{\bar{\rho}}_{spray} \qquad (۱)$$

معادله‌ی متوسط زمانی مومنتوم:

$$\frac{\partial\left(\overline{\rho u_j}\right)}{\partial t}+\frac{\partial\left(\overline{\rho u_j u_i}\right)}{\partial x_i} = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_j}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\overline{\tau_{ij}}-\overline{\rho u_i' u_j'}\right)+f_{j,spray} \qquad (۲)$$

$$\overline{\tau_{ij}}=\left[\mu\left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i}\right)-\delta_{ij}\frac{2}{3}\mu\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_i}\right]+\left[\mu\left(\frac{\partial\overline{u_i'}}{\partial x_j}+\frac{\partial\overline{u_j'}}{\partial x_i}\right)-\delta_{ij}\frac{2}{3}\mu\frac{\partial\overline{u_i'}}{\partial x_i}\right]-\rho\overline{u_i' u_j'} =\mu_t\left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_i}+\frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i}\right)-\frac{1}{3}\rho\delta_{ij}\overline{u_i' u_i'} \qquad (۳)$$

عبارت چشمه ($\rho_{i,spray}$) در معادله‌ی (۱) برابر دبی جرم سوخت دیزل پاشیده شده به درون محفظه‌ی احتراق می‌باشد.

معادله‌ی متوسط زمانی انرژی:

$$c_p\left(\frac{\partial\left(\overline{\rho T}\right)}{\partial t}+\frac{\partial\left(\overline{\rho T u_i}\right)}{\partial x_i}\right) = -\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\bar{q}_i+c_p\overline{\rho T' u_i'}\right)+\dot{q}_{comb} \qquad (٤)$$

$$\bar{q}_i = -\lambda\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{T}'}{\partial x_i}\right) \quad (۵)$$

عبارت چشمه در معادله‌ی (٤)، مربوط به گرمای آزاد شده از احتراق می‌باشد [14].

مدل‌های آشفتگی

در این تحقیق، مدل‌های آشفتگی RSM ، $\kappa-\varepsilon$ و Spalart-Allmaras استفاده شده که تنها به توضیح مدل آشفتگی RSM پرداخته و توضیحات دو مدل دیگر آشفتگی را در مراجع [15]، می‌توان پیدا نمود.

مدل RSM

شکل نهایی معادله‌ی انتقال تنش رینولدز به صورت زیر است:

$$\frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial t} + U_k \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} = -\left(\overline{u_j u_k}\frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \overline{u_i u_k}\frac{\partial U_i}{\partial x_k}\right) + \frac{\partial}{\partial x_k}\left(v\frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_l x_l} + C_k \frac{\kappa}{\varepsilon}\overline{u_k u_l}\frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_l}\right) - \frac{2}{3}\varepsilon\delta_{ij} + \Pi_{ij,1} + \Pi_{ij,2} + \Pi_{ij,1w} + \Pi_{ij,2w} \quad (٦)$$

در واقع، معادله‌ی انتقال تنش رینولدز دقیق را می‌توان برای اثرات جهتی میدان تنش رینولدز استفاده کرد. معادله‌ی دقیق انتقال R_{ij} از رابطه‌ی ذیل به دست می‌آید:

$$\frac{DR_{ij}}{Dt} = P_{ij} + D_{ij} - \varepsilon_{ij} + \Pi_{ij} + \Omega_{ij} \quad (۷)$$

معادله‌ی (۷)، شش معادله‌ی دیفرانسیل جزئی را نشان می‌دهد؛ یعنی برای انتقال هر کدام از شش تنش رینولدز مستقل، یک معادله، لازم است. Ω_{ij}؛ چرخش و Π_{ij}ها؛ تانسورهای کرنش– فشار می‌باشند. مقادیر این تانسورها به‌صورت زیر هستند [16]:

$$\Pi_{ij,1} = -C_1 \frac{\varepsilon}{\kappa}\left(\overline{u_i u_j} - \frac{2}{3}\kappa\delta_{ij}\right) \quad (۸)$$

$$\Pi_{ij,2} = -C_2\left(P_{ij} - \frac{2}{3}\delta_{ij}P_k\right) \quad (۹)$$

که‌در این روابط، P_k؛ تولید انرژی جنبشی κ و برابر:

$$P_k = -\overline{u_j u_k}\frac{\partial U_۱}{\partial x_k} \quad (۱۰)$$

و هم‌چنین عبارت نفوذ D_{ij} را با فرض این‌که نرخ انتقال تنش رینولدز توسط نفوذ متناسب با گرادیان‌های تنش رینولدز باشد، می‌توان مدل کرد. این ایده‌ی گرادیان نفوذ، از مدل کردن آشفته به دست می‌آید. این شکل عبارت، نفوذ در برنامه‌های تجاری CFD، اغلب ساده‌ترین شکل مطلوب را دارند:

$$D_{ij} = -\left(\overline{u_i u_۱}\frac{\partial U_۱}{\partial x_j} + \overline{u_i u_۱}\frac{\partial U_۱}{\partial x_i}\right) \quad (۱۱)$$

و:

$$\Pi_{ij,1w} = C_1'\frac{\varepsilon}{\kappa}\left(\overline{u_k u_m} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2}\overline{u_k u_i} - \frac{3}{2}\overline{u_k u_j} n_k n_i\right)f \quad (۱۲)$$

$$\Pi_{ij,2w} = C_2'\left(\Pi_{km,2} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2}\Pi_{ik,2} u_k u_j - \frac{3}{2}\Pi_{jk,2} n_k n_i\right)f \quad (۱۳)$$

جدول ۱ ضرایب ثابت مدل تنش رینولدز

C_k	C_1	C_2	C_{1w}	C_{2w}	C_τ	$C_{\tau 1}$	$C_{\tau 2}$	C_μ	κ
۰/۲۲	۱/۸	۰/٦	۰/۵	۰/۱۸	۰/۱۸	۱/٤۲	۱/۹۲	۰/۰۹	۰/٤۱

که در این روابط، n_i؛ بردار یکه در جهت x_i و $f=\frac{c_\mu^{\frac{3}{4}}k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon\kappa x}$؛ تابع تصحیح دیواره می‌باشد که در آن x_n؛ فاصله‌ی عمودی از دیوارو κ ثابت فن- کارمن است. مقدار ε از معادله‌ی انتقال مربوطه به دست می‌آید. عبارت چرخشی توسط رابطه‌ی ذیل معلوم می‌شود:

$$\Omega_{ij}=-2\omega_k\left(R_{jm}e_{ikm}+R_{im}e_{jkm}\right) \quad (۱٤)$$

که ω_k؛ بردار چرخش و e_{ijk}؛ علامت تناوب می‌باشد اگر i و j و k متفاوت و به ترتیب چرخه‌ای باشند، داریم $e_{ijk}=+1$ و اگر i و j و k متفاوت و در ترتیب غیر چرخه‌ای باشند، $e_{ijk}=-1$ و اگر دو اندیس مشابه باشند، $e_{ijk}=0$.

معادله‌ی انتقال حرارت و تبخیر قطرات سوخت

برای انتقال حرارت و تبخیر قطره از مدل Dukowicz [17] استفاده شده است که بیان می‌دارد انرژی گرمایی انتقال یافته به قطره موجب افزایش دمای قطره و در نهایت تبخیر آن می‌شود و مدل ریاضی آن به صورت ذیل می‌باشد:

$$m_d c_{pd}\frac{dT_d}{dt}=L\frac{dm_d}{dt}+\dot{Q} \quad (۱۵)$$

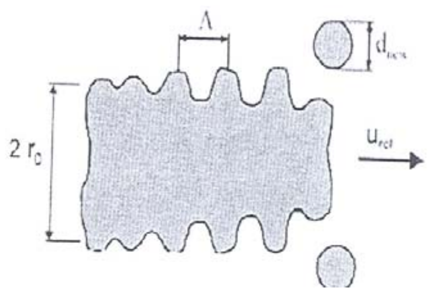
شار گرمایی جابه‌جایی از گاز و محیط اطراف قطره بدین صورت است:

$$\dot{Q}=\alpha A_S\left(T_\infty-T_S\right) \quad (۱٦)$$

در این تحقیق، از نرم افزار AVL-FIRE و مدل‌های ذکر شده در این تحقیق، برای شبیه سازی استفاده شده است.

مدل اتمیزاسیون افشانه سوخت

برای مدل‌سازی توزیع و پخش قطرات جت سوخت از مدل WAVE استفاده شده است. در این مدل، فرض بر این است که به دلیل آشفتگی جریانی که درون سوراخ نازل انژکتور وجود دارد، طیفی از موج‌های سینوسی با نوسانات محوری بی‌نهایت کوچک در سطح جت سوختی به وجود می‌آیند. به دلیل نیروهای آیرودینامیکی که بر اثر سرعت نسبی بین جت سوختی مایع و گاز اطراف درون سیلندر به وجود می‌آید، موج‌های سطحی به وجود آمده رشد می‌کنند، .همان‌گونه که در شکل (۱) مشاهده می‌شود، شعاع قطره‌ی جدید جدا شده از جت، سوختی متناسب با طول موج‌های سطحی در سطح جت سوخت می‌باشد که بدین صورت است:



شکل ۱ طرح‌واره‌ی مدل WAVE استاندارد

$$r_{stable}=C_1.\Lambda \quad (۱۷)$$

می‌توان زمان متلاشی شدن جت سوختی را نیز به صورت زیر بیان نمود:

$$\tau=\frac{3.726.C_2.r}{\Lambda.\Omega} \quad (۱۸)$$

در حالت کلی، آهنگ کاهش شعاع قطره بدین صورت می‌باشد:

$$\frac{dr}{dt}=-\frac{r-r_{stable}}{\tau} \quad (۱۹)$$

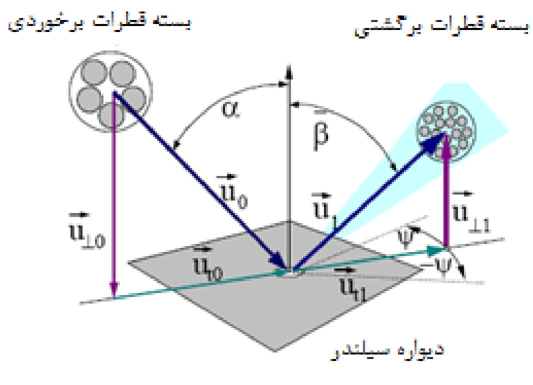
در روابط فوق، Λ؛ طول موج و Ω؛ بیشینه فرکانسی است که موجب متلاشی شدن جت سوخت و تبدیل آن به قطرات ریزتر می‌شود و r؛ شعاع قطره است. جز ثابت‌های دو معادله‌ی بالا (C_1 و C_2)، ثابت C_3 نیز وجود دارد که مطابق جدول شماره (۲) انتخاب شده است [18].

جدول ۲ ثابت‌های مدل افشانه سوخت

C_1	C_2	C_3
۰/۶۱	۱۲	۱

مدل برخورد جت سوختی به دیواره

برای پیشگویی برخورد قطرات سوخت به دیواره، مدل Walljet1 [19] درنظر گرفته شده که بر طبق این مدل فرض می شود در شرایط کاری موتور، یک لایه بخار بین قطرات و دیواره تشکیل شده و بسته به عدد وبر قطره (We) باعث برگشتن یا لغزیدن قطرات روی دیواره می‌شود:



شکل ۲ طرح‌واره برخورد دیواره به قطره

معیار انتقال بین این دو رژیم عدد وبر بحرانی ۸۰ می‌باشد. در کم‌تر از این عدد، پدیده‌ی برگشت قطرات از دیواره را داریم:

الف) عدد وبر کم‌تر از عدد وبر بحرانی. در این حالت قطره در جهت مخالف برخورد و با همان زاویه‌ی برخورد ورودی پس زده می‌شود.

ب) عدد وبر بزرگ‌تر از عدد وبر بحرانی. در این حالت، بزرگی سرعت پس از برخورد تغییر نمی‌کند؛ اما زاویه‌ی انعکاس تغییر می‌کند. همان‌گونه که در شکل (۲) مشاهده می‌شود، زاویه‌ی انعکاس β معمولاً بین صفر تا ۱۸۰ درجه می‌باشد. زاویه‌ی محیط Ψ نیز که بین ۱۸۰- تا ۱۸۰+ درجه می‌باشد، توسط یک تابع توزیع احتمال تعیین می‌شود [19].

اندازه‌ی قطره پس از برخورد نیز در عددهای وبر مختلف بدین صورت می‌باشد:

$$\begin{cases} we < 50 \Rightarrow d_1 = d_0 \\ 50 \le we \le 300 \Rightarrow d_1 = d_0.f(we_{in}) \\ we > 300 \Rightarrow d_1 = 0.2d_0 \end{cases}$$

(۲۰)

m_o؛ جرم کل قطرات برخوردی، m_i؛ جرم کل قطرات برگشتی، d_o؛ قطر قطره برخوردی، d_i؛ قطر قطره برگشتی، u_{to}؛ مؤلفه مماسی سرعت برخوردی، u_{ti}؛ مؤلفه مماسی سرعت برگشتی، v_{no}؛ مؤلفه عمودی سرعت برخوردی و v_{ni}؛ مؤلفه عمودی سرعت برگشتی می‌باشد..

مدل اشتعال خودبه‌خودی

در کار حاضر از مدل اشتعال خودبه‌خودی Shell [20] برای مدل احتراقی آشفتگی ادی (Eddy) استفاده شده است. این مدل، یک مکانیزم سینتیکی کاهش‌یافته شامل ۵ گونه و ۸ واکنش عمومی است [21].

مدل انتقال گونه

مدل انتقال گونه در حالت کلی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho y_k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i y_k) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma_{y_k}\frac{\partial y_k}{\partial x_i}\right) + S_{y_k} \qquad k = 1 \ldots K_{gas}$$

(۲۱)

که در آن y_k کسر جرمی گونه شیمیایی و K_{gas} مجموع تعداد گونه‌های شیمیایی می‌باشد. در مدل انتقال گونه‌ها Γ_{y_k} به صورت زیر تعریف می‌شود

در معادله‌ی بالا Γ_{y_k} و S_{y_k} بدین صورت می‌باشند:

$$\Gamma_{y_k} = \left(\rho D_{k,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t}\right) \quad (۲۲)$$

که در معادله فوق Sc_t عدد اشمیت آشفته (Turbulent Schmidt number) با پیش فرض ۰/۷، و $D_{k,m}\left[\frac{m^2}{s}\right]$ ضریب نفوذ گونه k در مخلوط می‌باشد. منبع جرمی نیز به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$S_{yk} = \dot{r}_k . M_k . V_{cell} \quad (۲۳)$$

در این معادله $\dot{r}_k\left[\frac{kmol}{m^3 s}\right]$ برابر با آهنگ واکنش گونه kام، $M_k\left[\frac{kmol}{kg}\right]$ جرم مولکولی گونه kام و $V_{cell}\left[m^3\right]$ حجم سلول محاسباتی می‌باشد [22].

مدل‌های آلایندگی

برای تشکیل آلاینده اکسید نیتروژن حرارتی از مکانیزم زلدوویچ (Zeldovich) استفاده شده است. برای مدل تشکیل و اکسیداسیون دوده، آهنگ تشکیل آلاینده دوده برابر اختلاف آهنگ تشکیل [22] و اکسیداسیون [23] دوده می‌باشد.

شرایط اولیه‌ی حل عددی

محاسبات در حالت بار کامل، دور ۱۴۰۰ rpm و شرایط دما و فشار اولیه‌ی سیلندر به ترتیب برابر ۳۰۰ درجه کلوین و ۹۹ kPa در نظر گرفته شده است.

هم‌چنین برای محاسبه‌ی انرژی جنبشی آشفته‌ی اولیه داریم:

$$c_m = 2 \times h \times \frac{n}{60} = 2 \times 0.15 \times \frac{1400}{60} = 7\frac{m}{s} \quad (۲۴)$$

$$u' = 0.5 \times c_m = 0.5 \times 7 = 3.5\frac{m}{s} \quad (۲۵)$$

$$TKE = 1.5 \times (u')^2 = 1.5 \times (3.5)^2 = 18.375\frac{m^2}{s^2} \quad (۲۶)$$

مقیاس طول آشفتگی نیز بدین صورت به دست می‌آید:

$$TLS = \frac{h_v}{2} = \frac{0.015}{2} = 0.0075\ m \quad (۲۷)$$

در روابط فوق، C_m؛ سرعت متوسط پیستون، h؛ کورس پیستون، n؛ دور موتور، u'؛ سرعت نوسان آشفته و h_v؛ ماکزیمم بلندشدگی سوپاپ است. پاشش افشانه سوخت از -16° CA آغاز شده و با آهنگ ثابت تا 364°CA ادامه دارد. مقدار سوخت تزریق شده دریک سیلندر به صورت زیر محاسبه می‌شود (لازم به ذکر است که در دور ۱۴۰۰ rpm، هر ثانیه معادل ۱۱ /۶۶ سیکل است):

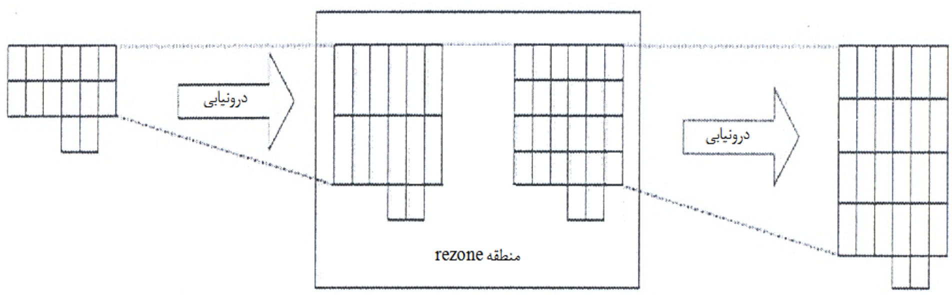
$$\frac{7.08 \times 10^{-3}\,kg}{6cylinder \times 4nozzle \times 11.66cycle} = 2.53 \times 10^{-5}\,\frac{kg}{cylinder.nozzle.cycle} \quad (۲۸)$$

مدل سه‌بعدی موتور دیزل OM355

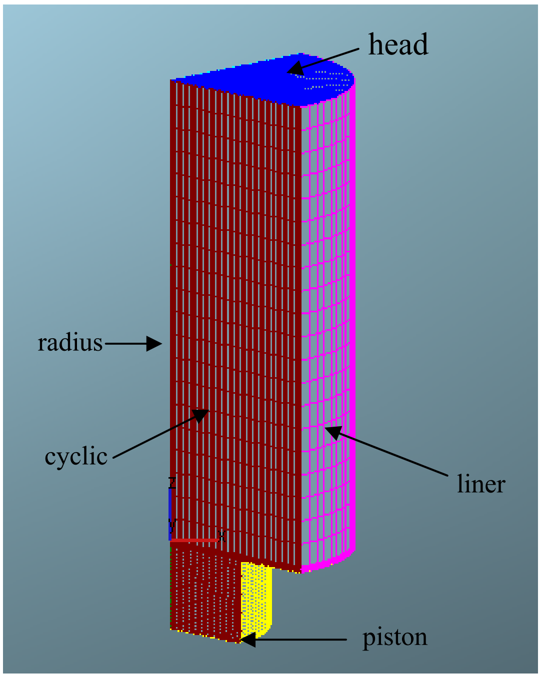
برای ایجاد شبکه‌ی سه‌بعدی مدل، ابتدا شبکه دو بعدی ایجاد می‌شود. در قسمت لقی بین پیستون و سرسیلندر از شبکه با سازمان و در حفره‌ی کاسه پیستون از شبکه‌ی بی‌سازمان استفاده شده‌است. از آن‌جا که تعداد سوراخ‌های نازل انژکتور چهار عدد می‌باشد، شبکه ایجاد شده ۹۰ درجه حول محور عمودی سیلندر نگاشت شده و شبکه‌های سه‌بعدی با ساختار شش وجهی (Hexa Hedron) به وجود می‌آید. تعداد تقسیمات شبکه در جهت زاویه‌ای برابر ۲۷ می‌باشد و دو ردیف شبکه لایه مرزی نیز در نظر گرفته، گام محاسباتی از نقطه‌ی بسته شدن سوپاپ ورودی (IVC) آغاز شده و تا نقطه‌ی باز شدن سوپاپ خروجی (EVO) ادامه می‌یابد. ایجاد شبکه‌ی متحرک در دو مرحله صورت می‌گیرد. مرحله‌ی اول یا کورس تراکم، از نقطه مرگ پایین (BDC در ۸۰ درجه) تا نقطه مرگ بالا (TDC در ۳۶۰ درجه) می‌باشد. در ۳۲۰ و ۳۴۰ درجه‌ی میل‌لنگ، برای حفظ کیفیت شبکه، در نقطه‌ای موسوم به rezone، ریز کردن شبکه ها (refinement)، انجام می‌گیرد و در آن اطلاعات از طریق درون‌یابی خطی به شبکه‌های جدید منتقل می‌شود. همان‌گونه که

در شکل (۳) مشاهده می‌شود، در منطقه‌ی rezone، شکل مدل، ثابت می‌ماند و فقط تعداد شبکه‌ها تغییر می‌کند. بعد از هر بار عملیات انجام گرفته، به علت تغییر در تعداد شبکه‌های موجود، تعیین مجدد شرایط مرزی ضروری است. مرحله ی دوم که کورس انبساط می‌باشد، از نقطه مرگ بالا (TDC در ۳٦۰ درجه) آغاز شده وتا نقطه مرگ پایین (BDC در ٥٤۰ درجه) ادامه دارد. از آن‌جا که ریزکردن شبکه‌ها در مرحله‌ی اول انجام گرفته، نیاز به انجام مجدد این کار نمی‌باشد و فقط دو بار در۳۸۰ و٤۰۰ درجه میل‌لنگ ریز کردن شبکه‌ها انجام می گیرد.

شکل (٤) شبکه سه بعدی موتور OM355 به همراه شرایط مرزی موجود را نشان می‌دهد. شرط مرزی سر سیلندر به عنوان یک دیوار ثابت در نظر گرفته؛ در حالی‌که شرط مرزی پیستون و سیلندر به صورت یک دیوار متحرک در نظر گرفته شده است. در طول محور مرکزی شبکه محاسباتی، شرط مرزی تقارنی فرض شده است. دمای شرایط مرزی دیواره؛ یعنی سرسیلندر، سیلندر و پیستون بر اساس آزمایشات تجربی داده شده و بستگی به شرایط کارکرد موتور (بار و دور موتور) دارند. برای این‌که از دقت نتایج شبیه‌سازی و کیفیت شبکه اطمینان حاصل شود، بایستی شبکه‌ی محاسباتی تولید شده، از نظر مستقل بودن از حل مورد ارزیابی قرار گیرد. برای این منظور با تولید شبکه‌هایی با تعداد سلول‌های متفاوت و مقایسه با نتایج تجربی، مناسب‌ترین شبکه از لحاظ تعداد سلول انتخاب شده است. مبنای استقلال از شبکه، نتایج به دست آمده از فشار داخل سیلندر می‌باشد؛ به همین دلیل و نیز برای برآورده کردن استقلال از شبکه نتایج مدل سازی، تعداد سلول‌ها در جهت محیطی ۲۵، ۲۷ و ۲۹ سلول در نظر گرفته شد که به ترتیب تعداد سلول‌ها در نقطه مرگ پایین برابر ۷۳۰۷٥، ۸٤۷٦۷ و ۹٦۲٤۳ سلول ایجاد شدند. با توجه به اختلاف جزئی، نتایج به‌دست آمده در گام های زمانی ۰/۲٥ و ۰/٥ و ۱ درجه میل لنگ، برای صرفه‌جویی در زمان اجرای برنامه، گام محاسباتی ۱ درجه میل لنگ با تعداد ۸٤۷٦۷ سلول در نقطه مرگ پایین به عنوان مدل اصلی انتخاب شده است. برای هر گام، زمانی حداکثر ۱۰۰ تکرار و معیار هم‌گرایی ۰/۰۰۱ در نظر گرفته شده است. برای یک کامپیوتر با CPU INTEL 3.4GHZ و RAM 1GB زمان محاسبات در حدود ۱٦ ساعت برای مدل آشفتگی $\kappa-\varepsilon$ و برای مدل آشفتگی RSM این مقدار به ۳ برابر افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است که نرم افزار FIRE مانند دیگر نرم افزارهای حجم محدود، اقدام به گسسته سازی معادلات پیوستگی جرم، مومنتوم و انرژی به همراه مدلی برای آشفتگی نموده و سپس با یک الگوریتم تکراری، اقدام به حل معادلات جبری حاصل می کند؛ البته در این بررسی از مدل خود اشتعالی [20] Shell، مدل برخورد به دیواره Walljet1 [18]، مدل Dukowicz برای انتقال حرارت و تبخیر قطرات سوخت [17]، مکانیزم آلایندگی هیرویاسو برای تشکیل آلاینده Soot (دوده) [23] و مدل NSC برای اکسیداسیون [24] آن استفاده شده است.



شکل ۳ طرح‌واره‌ی ایجاد شبکه‌ی متحرک



شکل ٤ شبکه سه‌بعدی موتور OM355 به‌همراه شرایط مرزی موجود

مشخصات موتور مورد بررسی در جدول (۳) آورده شده است.

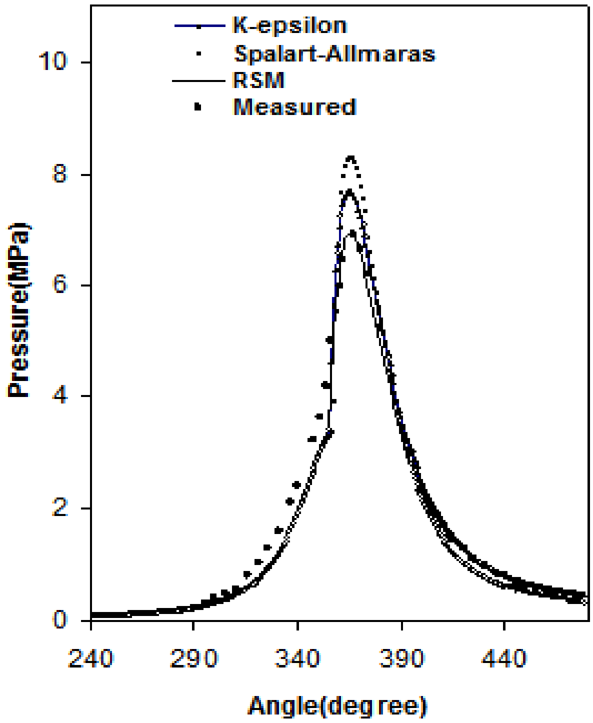
نتایج

در این تحقیق، شبیه سازی جریان آشفته در داخل محفظه احتراق توسط سه مدل آشفتگی مختلف انجام و نتایج عددی با تجربی مقایسه شده است.

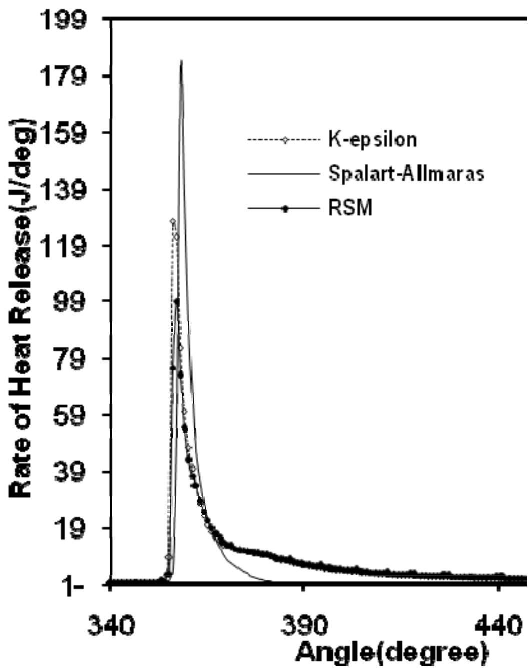
شکل(۵) دیاگرام فشار را در حالت آزمایشگاهی و عددی با استفاده از سه مدل مختلف نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود، منحنی فشار در حدود زاویه‌ی ۳٦۰ درجه، دارای یک نقطه عطف بوده و در حدود زاویه لنگ ۳٦۸ درجه ماکزیمم فشار دیده می‌شود. این رفتار، دقیقاً مطابق رفتاری است که در موتورهای دیزلی انتظار می‌رود. ماکزیمم فشار در مدل Spalart Allmaras، برابر ۸۲/۹۵ بار و برای مدل $\kappa-\varepsilon$، برابر ۷٤/۵۱ بار می‌باشد؛ درحالی‌که این مقدار برای مدل RSM ، برابر٦۹/۱۳ بار می‌باشد. مقدار تجربی فشار ماکزیمم [۲۵] برای این موتور ٦۸/۹۵ بار و در زاویه لنگ ۳٦۸ درجه می‌باشد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، پیک فشار در مدل RSM به نتایج تجربی نزدیکتر می‌باشد. بر این اساس، نتایج حاصله از حل عددی با مدل RSM با نتایج تجربی هم‌خوانی بهتری دارد.

جدول ۳ مشخصات فنی موتور دیزل OM355

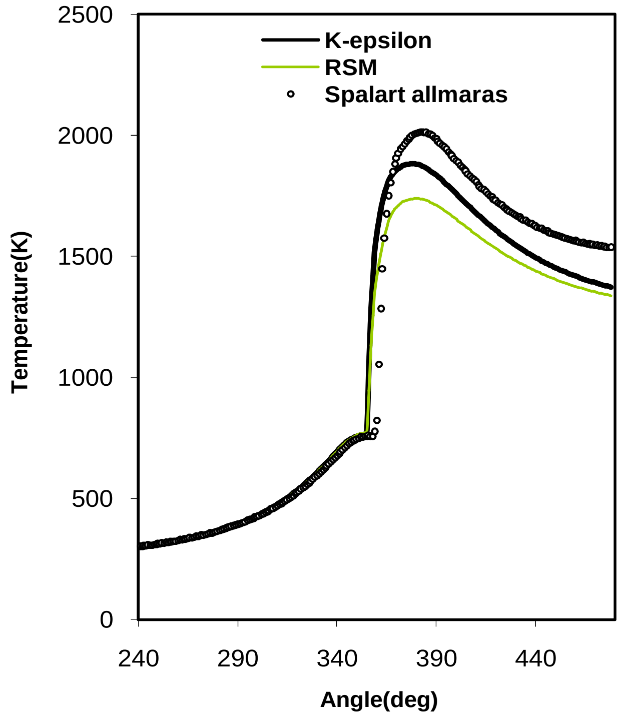
ایدم تبریز	شرکت سازنده
٤عدد	تعداد حفره های انژکتور
۱۹۵ بار	فشار پاشش
۲٤۰ اسب بخار	حداکثر توان خروجی
۱٤۰۰ rpm	دور موتور در حداکثر گشتاور
۸۲٤n.m	حداکثر گشتاور خروجی
۲۲۰۰ rpm	دور در حداکثر توانر خروجی
موتور دیزلی سنگین پاشش مستقیم، چهار زمانه	نوع موتور
٦سیلندر،بصورت سری و حالت عمودی	سیلندرها:
۱۵۰ *۱۲۸ بر حسب میلیمتر	قطرپیستون*کورس
۱۱/۵۸ (liter)	گنجایش
۱٦/۱:۱	نسبت تراکم



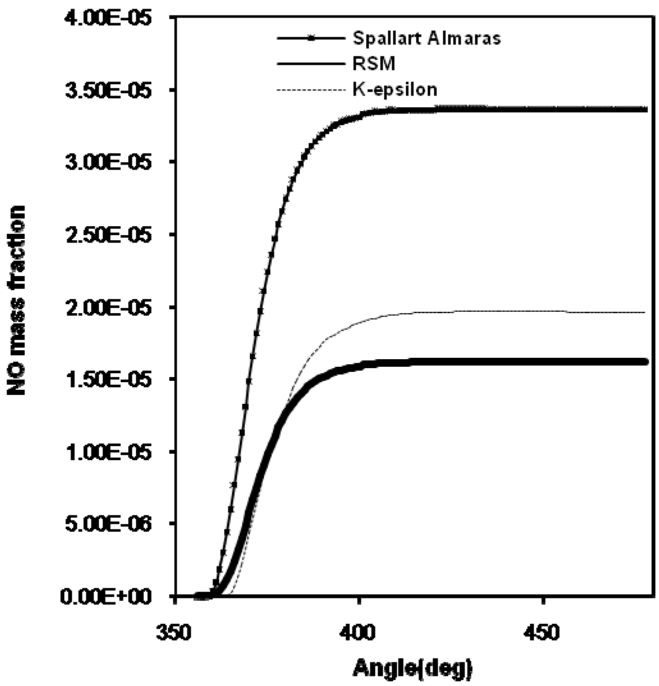
شکل ۵ منحنی فشار برحسب زاویه‌ی‌میل لنگ



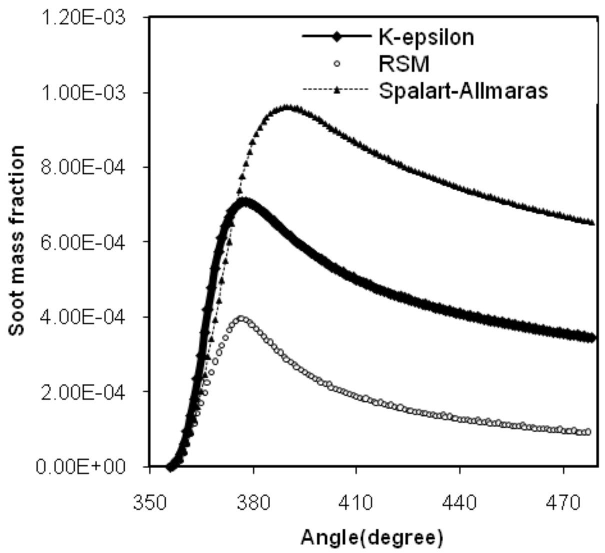
شکل ٦ منحنی گرمای آزاد شده بر حسب زاویه‌ی میل‌لنگ



شکل ۷ توزیع درجه حرارت بر حسب زاویه‌ی میل‌لنگ



شکل ۸ مقایسه‌ی آلاینده اکسید نیتروژن بر حسب زاویه‌ی میل‌لنگ



شکل ۹ مقایسه‌ی آلاینده دوده بر حسب زاویه‌ی میل لنگ

شکل (٦) آهنگ آزاد شدن انرژی در داخل سیلندر به ازای زوایای مختلف میل‌لنگ را برای سه مدل مختلف آشفتگی نشان می‌دهد. معمولاً در این نمودارها که در مراجع مربوط به موتور و احتراق در موتورهای دیزلی رسم شده، دو عدد بیشینه دیده می‌شود؛ اما چنان‌که در شکل (٦) دیده می‌شود، نتیجه این شبیه‌سازی یک بیشینه است. دلیل این تفاوت نیز زمان‌بندی پاشش است. در سال‌های اخیر که استانداردهای آلایندگی، محدودیت اصلی طراحان موتور می‌باشد، آن‌ها را مجبور ساخته که برای برآورده نمودن الزامات این استانداردها، تغییراتی در موتور ایجاد کنند. یکی از این تغییرات به تأخیر انداختن زیاد شروع پاشش است. بیشینه‌ی اولی که در منحنی آزاد سازی انرژی وجود دارد، حاصل احتراق پیش‌آمیخته و بیشینه‌ی دوم، حاصل احتراق نفوذی است؛ ولی هنگامی که پاشش دیر صورت می‌گیرد، مقدار احتراق پیش‌آمیخته به‌علت کاهش تأخیر در اشتعال، کاهش می‌یابد. از طرف دیگر، بیشینه‌ی اول نیز دیرتر رخ می‌دهد؛ به طوری که با نزدیک شدن نقطه‌ی پاشش به نقطه مرگ بالا، دو بیشینه نمودار آزادسازی انرژی به سمت هم حرکت می‌کنند و در نهایت در هم ادغام می‌شوند.

شکل (٧) توزیع درجه حرارت به ازای زوایای مختلف میل لنگ را برای سه مدل مختلف آشفتگی نشان می‌دهد. دمای درون سیلندر تابع پارامترهای مختلفی می‌باشد. به‌عنوان مثال، افزایش راندمان حجمی منجر به افزایش دمای میانگین در SOI می‌شود. در خلال تراکم نیز انتقال حرارت از نوع جریان درون سیلندر اثر می‌پذیرد. در خلال بخش‌های اول تراکم دمای سیال کم‌تر از دمای سطح سیلندر است؛ لذا انتقال حرارت به سمتی است که دمای سیال افزایش یابد. این افزایش دما تا حدود ۳۳۵ درجه بعد از نقطه مرگ بالا ادامه می‌یابد، پس از آن و با ادامه‌ی افزایش دمای سیال درون سیلندر، نرخ افزایش دما کم شده و حتی در طول ۳۵۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا این نرخ منفی می‌شود. این به این معنی است که سیال تمایل به سردتر شدن دارد. علت آن این است که در این زاویه میل‌لنگ، دمای سیال بسیار بالاتر از دمای سطح سیلندر و پیستون بوده،

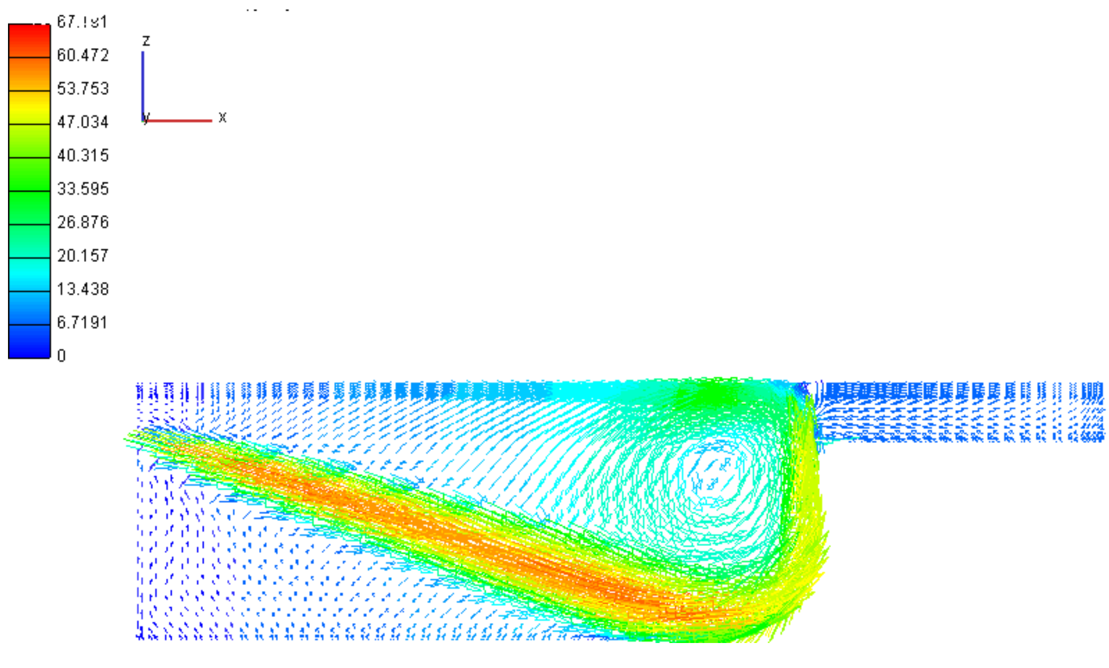
لذا جهت انتقال حرارت معکوس می‌شود؛ یعنی انتقال حرارت از سیال به سطح سیلندر و پیستون انجام می‌شود. با شروع احتراق دمای سیال بلافاصله افزایش یافته و نرخ افزایش دما یک جهش ناگهانی خواهد داشت که انتظار می‌رود؛ به علاوه در حدود زاویه لنگ ٤٠٠ برای کلیه‌ی حالت‌ها نرخ افزایش دما به‌سمت صفر میل می‌کند و همان‌طور که در شکل مشخص است، مدل RSM پیک دمایی پایین‌تر و میانگین دمای کم‌تری در لحظه‌ی باز شدن سوپاپ دود نسبت به دو مدل دیگر دارد. شکل‌های (۸) و (۹) تأثیر مدل‌های آشفتگی را بر آلاینده‌ها نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل (۸) می‌توان دید، رفتار تمام مدل‌ها در مورد نرخ تولید NOx مشابه یکدیگر می‌باشد. به عبارت دیگر، در حدود زاویه‌ی ٣٦٥ درجه NOx شروع به تولید شدن نموده، سپس با یک رشد سریع به ماکزیمم خود رسیده و در نهایت در حوالی زاویه لنگ ٤٠٠ نرخ تولید NOx تقریباً به صفر میل می‌کند. مدل RSM میزان NOx کم‌تری را نسبت به مدل‌های دیگر ارائه می‌کند. برای فهم این که چرا این مدل چنین رفتاری را از خود نشان می‌دهد، کافی است به منحنی دما رجوع شود، این شکل نشان می‌دهد که پیک دما و دمای میانگین در مدل RSM نسبت به دو مدل دیگرکمتر است، لذا سطح تولید NOx پایین‌تر از دو مدل دیگر می‌باشد. همان‌طور که در شکل (۸) مشاهده می شود، آلاینده Soot در مدل RSM نسبت به دو مدل دیگر کم‌تر می‌باشد؛ تسخیر بهتر آشفتگی توسط مدل RSM، افزایش آمیختگی و کاهش آلایندگی را نسبت به دو مدل دیگر به همراه خواهد داشت.

با گذشت زمان، گردابه های مارپیچی که در مراحل قبل(مکش و تراکم) به وجود آمده، یعنی در مرحله‌ی مکش جت های هوا که حالت مخروطی داشته و در اثر باز شدن سوپاپ‌های هوا و مکش سیال به داخل محفظه احتراق تشکیل‌شده به دیواره‌های سیلندر و پیستون برخورد کرده و گردابه‌های مارپیچی در نزدیکی دیواره‌های سیلندر تشکیل می‌دهند که به تدریج آن‌ها از بین رفته و جریان دارای چرخش در محفظه حاکم می‌شود. پس از بسته‌شدن سوپاپ‌های هوا و نزدیک شدن پیستون به سرسیلندر در مرحله تراکم، نرخ افزایشی چرخش سیال بیشتر می‌شود و چرخش سیال در نزدیکی TDC به بیشترین مقدار خود می‌رسد. تمرکز یافتن جرم دارای مومنتوم در قطر کوچک‌تر محفظه احتراق یعنی کاسه پیستون علت اصلی این موضوع می‌باشد. به‌عبارت دیگر در نزدیکی های TDC گردابه‌های مخروطی که در مراحل قبل تولید شده بود، حالت مورب به خود گرفته و باعث به وجود آمدن چرخش در محفظه احتراق می‌شوند. در بقیه قسمت‌های این صفحه گردابه ها از قاعده معینی پیروی نمی کنند ولی جریان حاکم طوری است که باعث به وجود آمدن چرخش در محفظه احتراق می شود که در شکل نشان داده شده است. شکل‌های (۱۰) و (۱۱) و (۱۲)، بردارهای سرعت را در ٥ درجه قبل از نقطه مرگ بالا با روش‌های Spalart-Allmaras، $\kappa-\varepsilon$ و RSM نشان می‌دهند. همان‌طور که در شکل‌ها مشخص است در هر سه روش، بردارهای سرعت در ناحیه مجاور دیواره‌های کاسه پیستون موازی دیوار (عمود بر صفحه) است. بنابراین جریان حاکم در کاسه پیستون چرخش سیال می‌باشد. با دقت بیشتر در بردارهای سرعت مشاهده می‌شود که این بردارها علاوه بر جمله مماسی (جریان چرخشی سیال) جمله شعاعی و محوری نیز دارند که این ترم‌ها باعث به وجود آمدن گردابه‌های سه بعدی در کاسه پیستون می‌شوند. علت به وجود آمدن جمله‌های شعاعی و محوری در بردارهای سرعت، جریان یافتن سیال از محفظه احتراق به داخل کاسه سیلندر می‌باشد. شکل‌های (۱۳) و (١٤) و(١٥)،

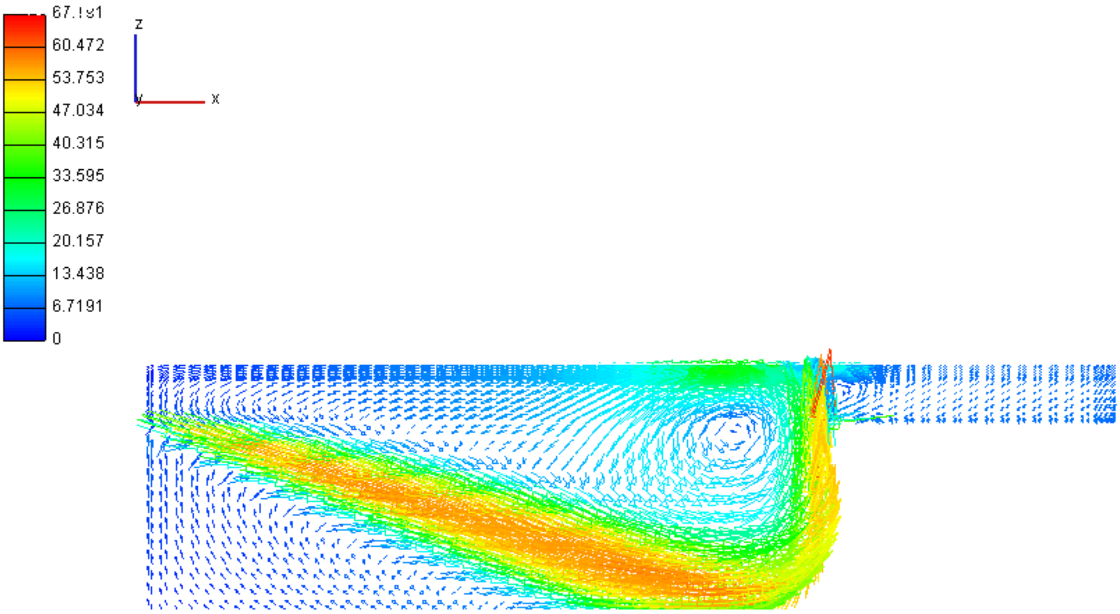
بردارهای سرعت را در ۵ درجه بعد از نقطه مرگ بالا با روش‌های Spalart-Allmaras، $\kappa-\varepsilon$ و RSM نشان می‌دهند همان‌طور که مشاهده می‌شود در جریان با مدل RSM توزیع بردارهای سرعت نسبت به دو مدل دیگر متفاوت می‌باشد در حالی‌که نتایج مدل‌های $\kappa-\varepsilon$ و Spalart-Allmaras تقریباً مشابه است.

شکل‌های (۱۶) و (۱۷) و(۱۸)، مقایسه کانتورهای سرعت جریان را برای سه مدل اشاره شده نشان می‌دهد، رفتار کانتورها برای هر سه مدل در مکان‌های مختلف تقریباً مشابه است. شکل‌های (۱۹)، (۲۰) و (۲۱) انرژی جنبشی توربولانس را برای هرسه مدل نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود در ناحیه نزدیک به سرسیلندر و زیر سوپاپ‌ها انرژی جنبشی توربولانس بیشتر از وسط کاسه پیستون و نواحی دیگر می‌باشد. در قسمت وسط کاسه پیستون و ناحیه‌هایی که سرعت آشفتگی کمینه است هرسه مدل تقریباً مقدار یکسانی را نشان می‌دهند ولی در ناحیه‌هایی که سرعت آشفتگی بیشینه است، نتایج مدل‌ها متفاوت هستند. به عبارت دیگر مدل RSM مقادیر و نواحی بیشتری را در نزدیک سرسیلندر و زیر سوپاپ‌ها در مقایسه با مدل $\kappa-\varepsilon$ و Spalart-Allmaras نشان می‌دهند.

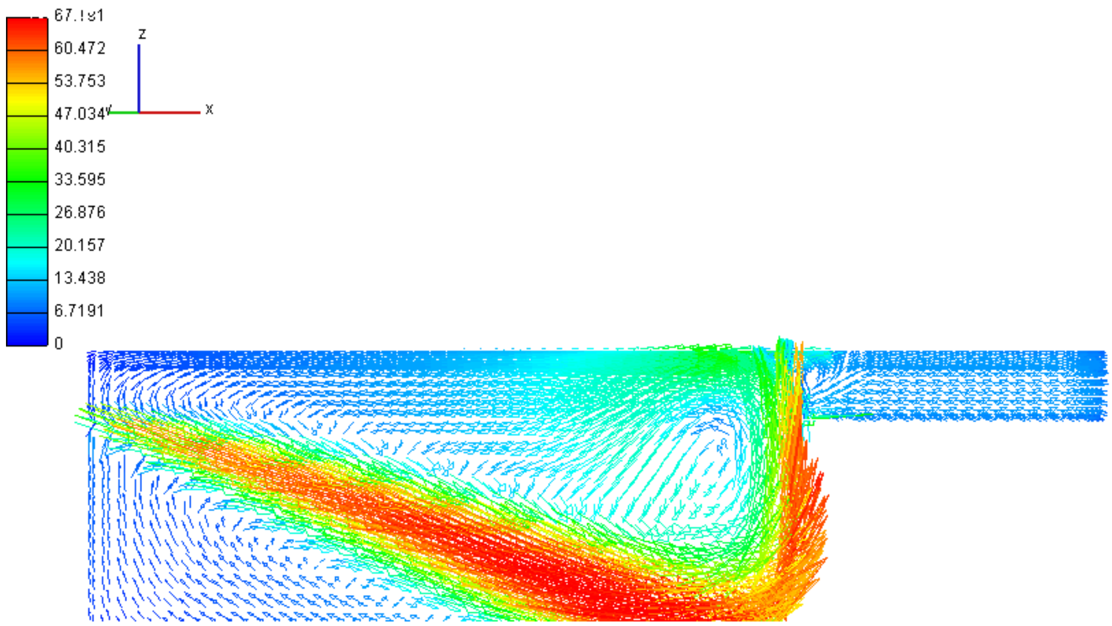
مقایسه بردارهای سرعت در ۳۵۵ و ۳۶۵ درجه میل‌لنگ



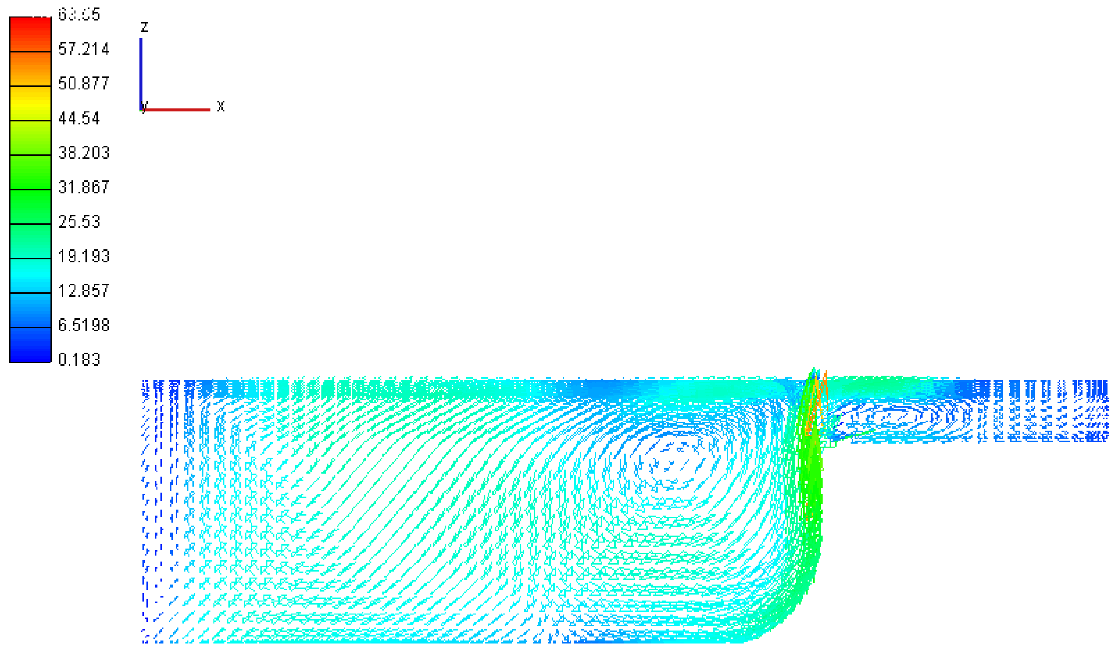
شکل ۱۰ بردارهای سرعت در۵ درجه قبل از TDC (Spalart-Allmaras)



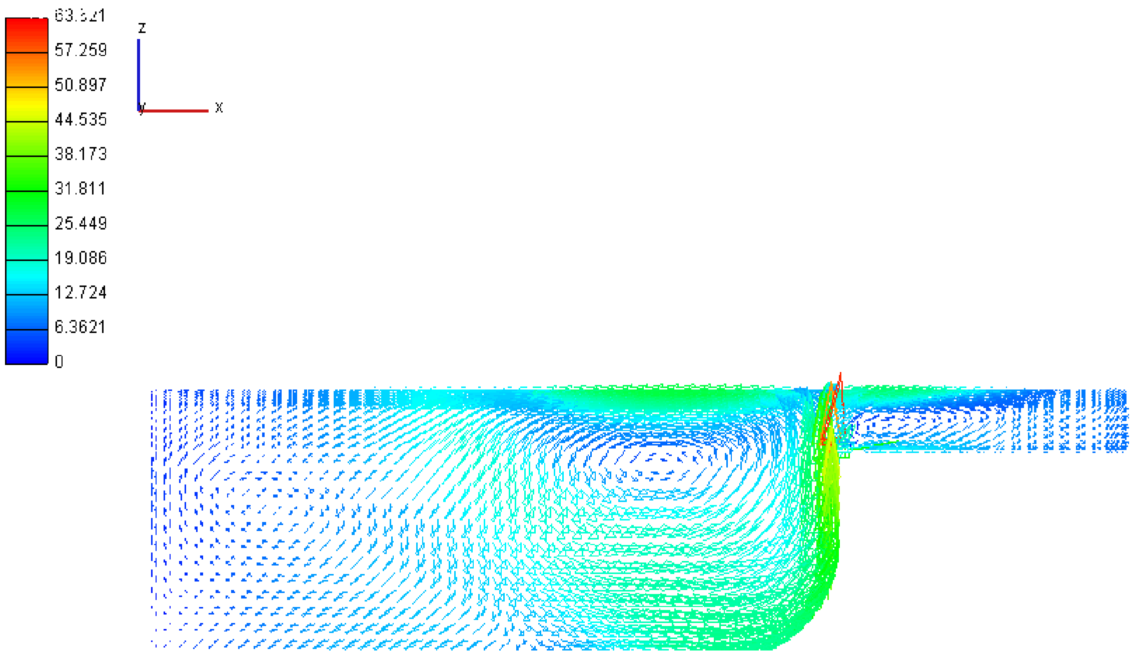
شکل ۱۱ بردارهای سرعت در۵ درجه قبل از TDC (K-epsilon)



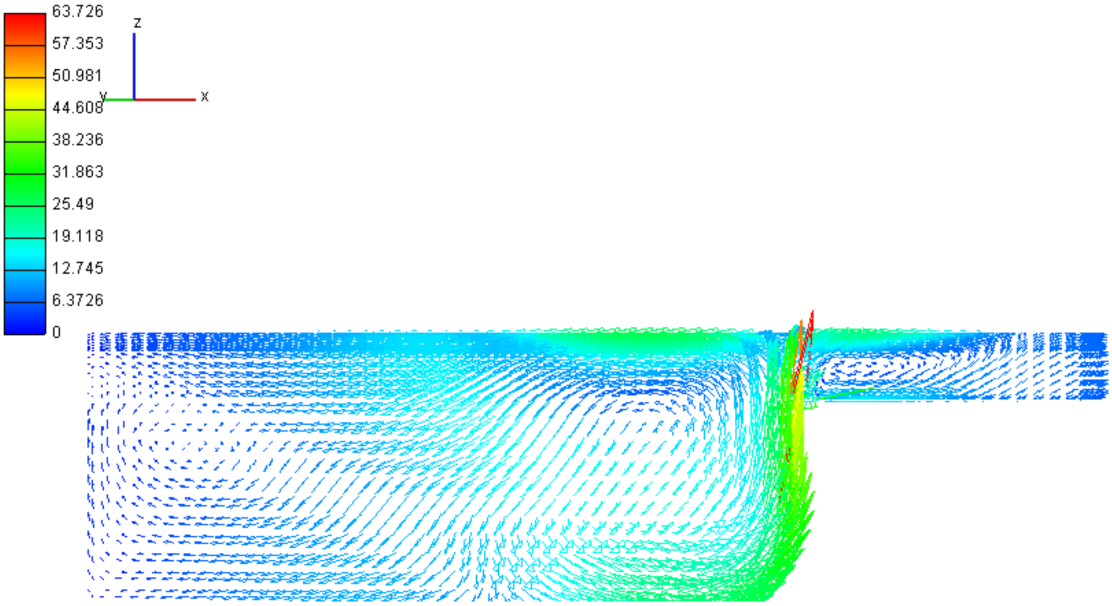
شکل ۱۲ بردارهای سرعت در۵ درجه قبل از TDC (RSM)



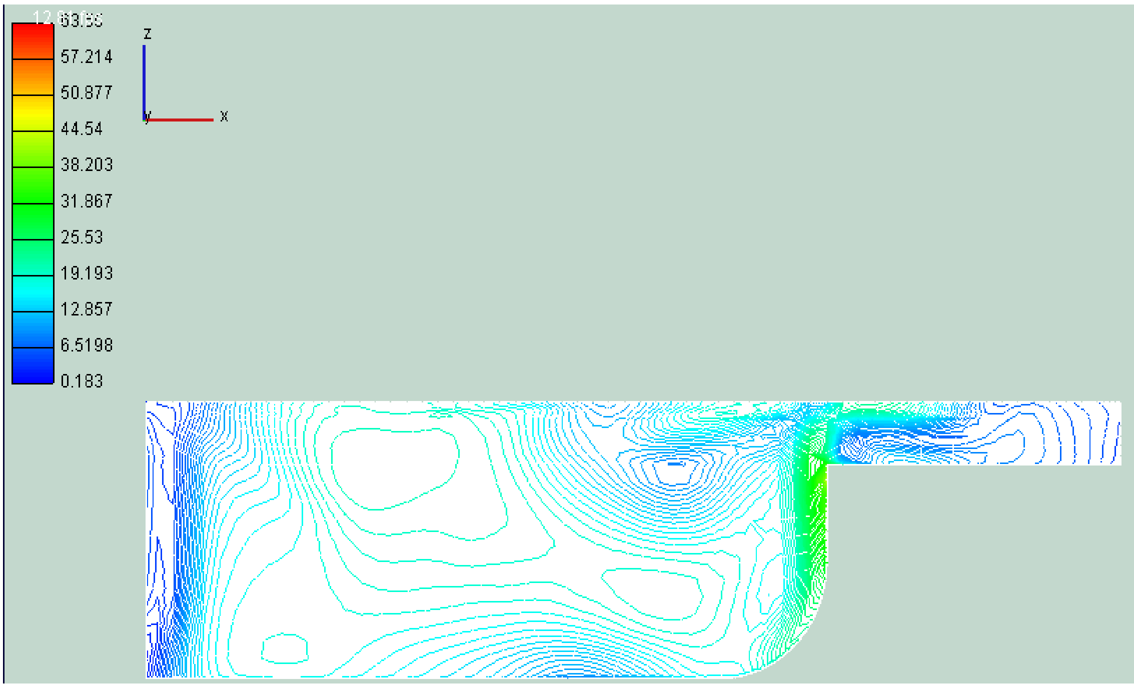
شکل ۱۳ بردارهای سرعت در ۵ درجه بعد از TDC (Spalart-Allmaras)



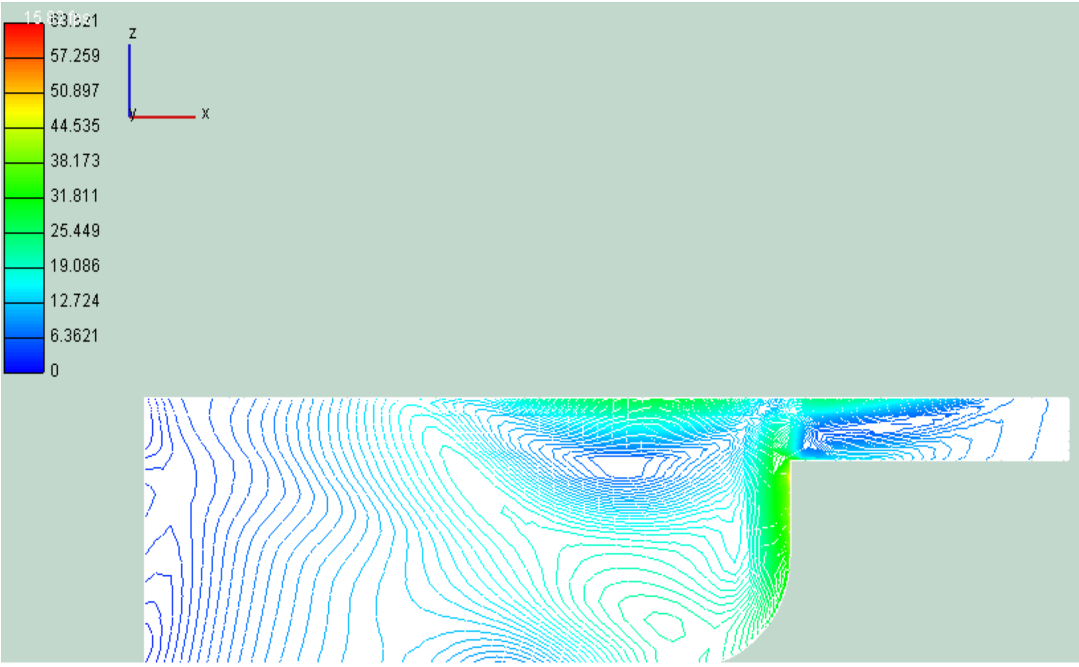
شکل ۱٤ بردارهای سرعت در۵ درجه بعد از TDC (K-epsilon)



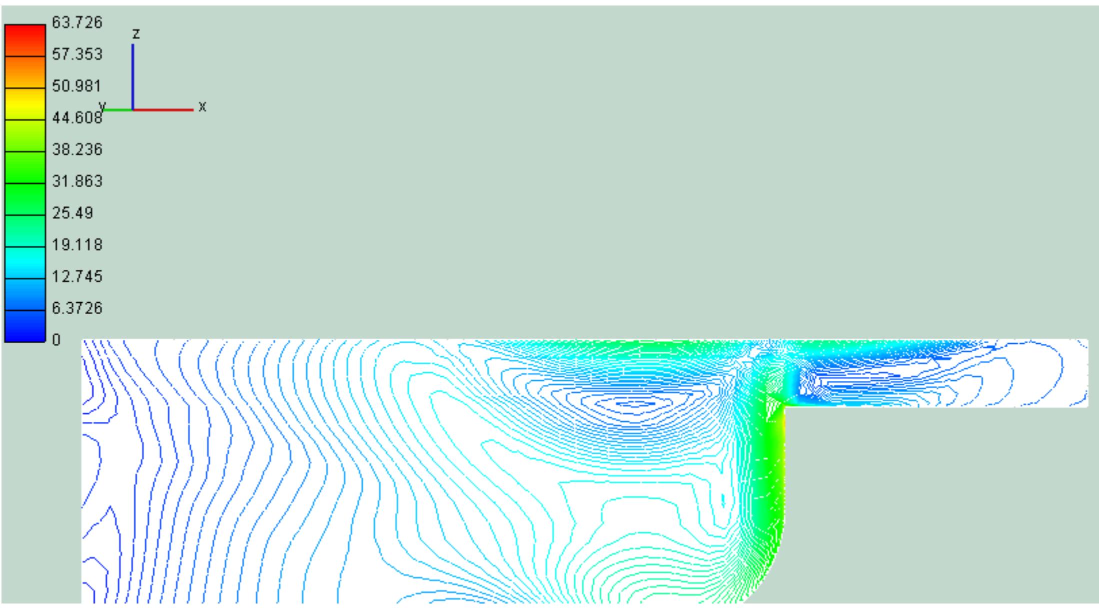
شکل ۱۵ بردارهای سرعت در۵ درجه بعد از TDC (RSM)



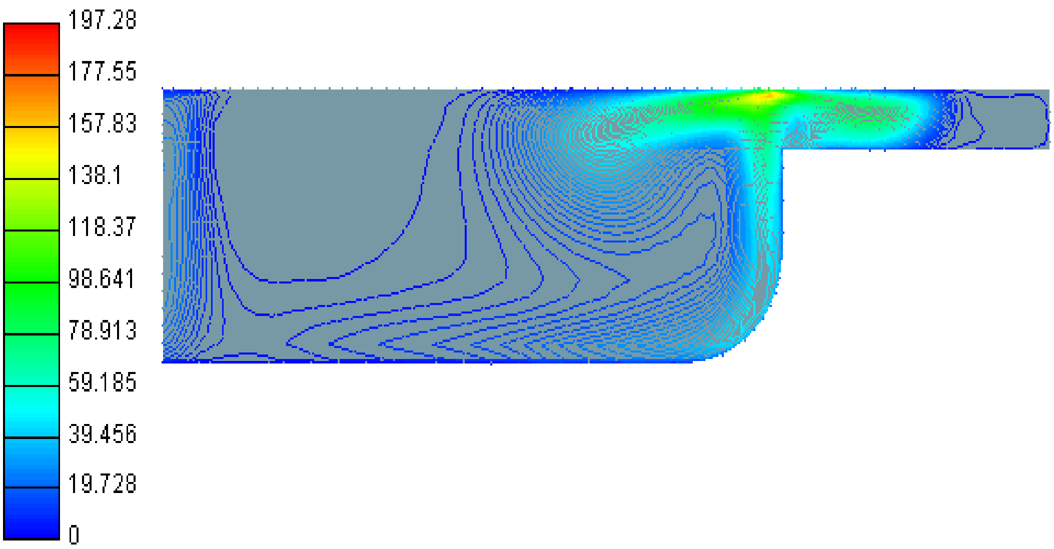
شکل ١٦ کانتور های سرعت جریان در۵ درجه بعد از TDC (Spalart-Allmaras)



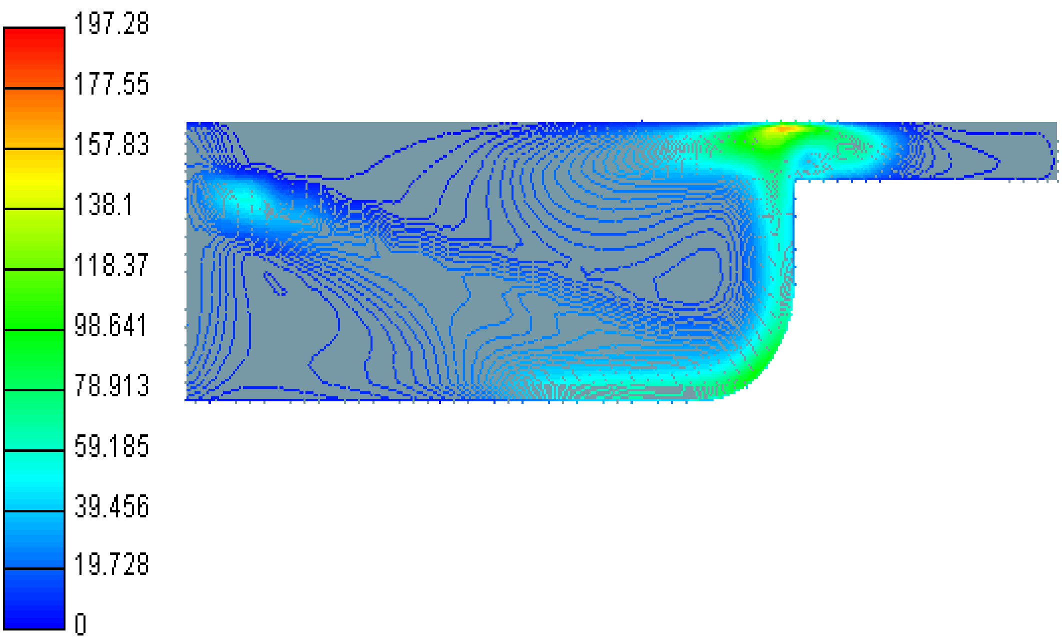
شکل ۱۷ کانتورهای سرعت جریان در۵ درجه بعد از TDC (K-epsilon)



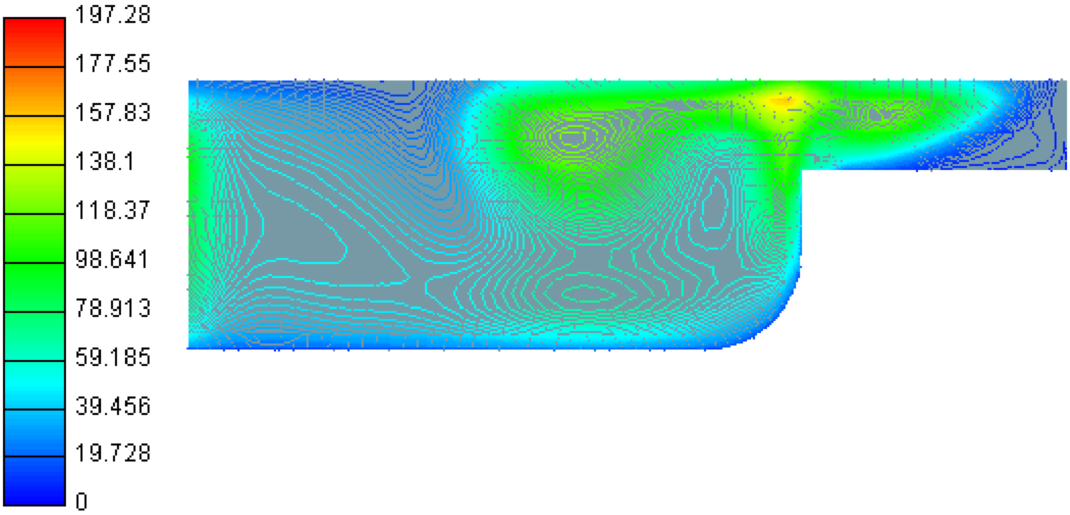
شکل ۱۸ کانتورهای سرعت جریان در۵ درجه بعد از TDC (RSM)



شکل ۱۹ کانتورهای انرژی جنبشی توربولانس در۵ درجه بعد از TDC (Spalart-Allmaras)



شکل ۲۰ کانتورهای انرژی جنبشی توربولانس در۵ درجه بعد از TDC (K-epsilon)



شکل ۲۱ کانتورهای انرژی جنبشی توربولانس در۵ درجه بعد از TDC (RSM)

نتیجه گیری

به‌طور خلاصه، نتایج ذیل را می‌توان از مطالعات انجام شده در تحقیق حاضر استخراج نمود:

۱. مدل آشفتگی RSM به دلیل پیش‌بینی بهتر جریان در مقایسه با مدل‌های $\kappa-\varepsilon$ و Spalart-Allmaras، در نمودار $P-\theta$ مخصوصاً در نزدیکی پیک فشار نتایج نزدیکتری را به جریان واقعی داخل موتور ارائه می‌نماید؛ هر چند مدل $\kappa-\varepsilon$ نیز در مقایسه با مدل Spalart-Allmaras نتایج بهتری را ارائه می‌کند.

۲. در هرسه مدل، سرعت آشفتگی در ناحیه‌ی نزدیک به سرسیلندر و زیر سوپاپ‌ها بیشتر از نواحی دیگر می‌باشد. درقسمت وسط کاسه پیستون و ناحیه‌هایی که سرعت آشفتگی کمینه است، هرسه مدل تقریباً مقدار یکسانی را نشان می‌دهند؛ ولی در ناحیه‌هایی که سرعت آشفتگی بیشینه است، مدل RSM مقادیر و نواحی بیشتری را در مقایسه با مدل $\kappa-\varepsilon$ و Spalart-Allmaras نشان می‌دهد.

مراجع

1. Kang, K. Y. and Reitz, R. D., " Intake Flow Structure and Swirl Generation in a Four-Valve Diesel Engine", *Spring Technical Conference,* ASME, ICE-vol. 32-2, Paper no. 99-ICE-182, (1999).
2. Yun, J. E. " New Evaluation Indices for Bulk Motion of In-Cylinder Flow Trough Intake Port System In Cylinder Head" .Proc IMechE, Part D, J. Automobile Eng, 216, pp.513-521 (2002).
3. Desantes, J. M. and Pastor, J. V., "Doudou A. Study of the Flow Produced by Direct Injection Diesel Engine Intake Ports", Proc IMechE, Part D, 215, pp. 285-98, (2001).

4. Arcoumanis, C., Whitelaw, J. H., Hentschel, W. and Schindler, K. P., "Flow and Combustion In a Transparent 1.9 In Direct Injection Diesel Engine", IMechE D, 208, pp.191-205 (1994).
5. Hirt, C. W., Amsden, A. A., and Cook, J. L.," An arbitrary Lagrangian-Eulerian Computing Method for All Flow Speed", *J. Comput.* Phys., Vol 14, No 13, (1947).
6. Gosman, A. D., Tsui, Y. Y. and Watkins, A. P., "Calculation of Three Dimensional Air Motion in Model Engines", SAE 840229, (1984).
7. Kono, S., Terashita, T. and Kudo, H., "Study of the swirl effects on spray formations in DI engines by 3D numerical calculations. SAE 910264, (1991).
8. Zur Loye AO, Siebers DL, Mckinley TL, Ng HK, Primus RJ. Cycle-resolved LDV measurements in a motored Diesel engine and comparison with k-e model predictions. SAE 890618, (1989).
9. Brandstatter W., Johns RJR, Wigley G. The effect of inlet port geometry on in-cylinder flow structure, SAE 850499, (1985).
10. Arcoumanis C., Begleris P., Gosman AD, Whitelaw JH., Measurement and calculations of the flow in a research Diesel engine. SAE 861563, (1986).
11. Chen A, Veshagh A, Wallace S. Intake flow predictions of a transparent DI Diesel engine. SAE 981020, (1998).
12. Wook Choi et al, In cylinder flow field Analysis of a single cylinder direct Enjection diesel engine using PVI and CFD, SAE2003-01-(1846).

۱۳. خالقی؛ ح، نبی فر؛ م.ر، "تحلیل عددی جریان داخل سیلندر در موتورهای احتراق داخلی با استفاده از مدل توربولانسی تنش‌های رینولدز." نشریه‌ی بین المللی علوم مهندسی، شماره‌ی ۱، جلد ۱۸، صفحه‌ی ۹۲–۸۱ دانشگاه علم و صنعت ایران، ویژه‌نامه‌ی مهندسی مکانیک، بهار(۱۳۸٦).

14. Help of CFD AVL FIRE Software, Part: "Equation".
15. Wilcox D. C., Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries, Inc., La Canada, California, (1998).
16. Rodi, W., Turbulence Models and their Applications in Hydraulics, book publication of the int. Association for Hydraulic Research Netherlands, (1980).
17. Dukowicz, J. K., Quasi-Steady Droplet Change in the Presence of Convection, Informal Report Los Almos Scientific Laboratory LA7997-MS.
18. Patterson, MA., Reitz, R.D., Modeling the Effect of Fuel Spray Characteristic on Diesel Engine Combustion and Emission, SAE Paper NO. 980131, (1998).
19. Naber, J. D., Reitz, R.D., Modeling Engine Spray/Wall Impingement, SAE Paper NO. 880107, 1988.
20. Halstead, M., Kirsch, L., Quinin, C., The Auto ignition of Hydrocarbon Fueled at High Temperatures and Pressures–Fitting of a Mathematical Model, Combustion Flame, Vol. 30, pp 45-60, (1977).
21. Kong, S., Han, Z., Reitz, R., The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation, SAE Paper NO. 950278, (1995).

22. AVL Fire, V8.3. Help. Part: General Species Transport Model Equation, Page 11.

23. Magnussen, B. F., Hjertager, B. H., On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion, Sixteenth International Symposium on Combustion Pittsburgh: The Combustion Institute, (1977).

24. Nagle, J., Strickland-Constable, R. F., Oxidation of Carbon between 1000-2000 C, *Proceedings of the Fifth Conference on Carbon,* New York: Pergamon, (1962).

۲۵. سازمان بهینه سازی مصرف سوخت کشور، "طرح تبدیل موتورهای OM314 وOM355 بـه دوگانـه‌سـوز گازوییـل و گـاز طبیعـی"، گزارش سازمان بهینه سازی مصرف سوخت، (۱۳۸۰).